

**Maciej KUCHAR, Jerzy SŁODOWY**  
Politechnika Łódzka

## **ANALIZA SPRĘŻYSTEGO ZAWIESZENIA NICIELNICY W REZONANSOWYM MECHANIZMIE NICIELNICOWYM**

### **Słowa kluczowe**

Tkanie, krosno, mechanizm nicielnicowy, rezonans, nicielnica, sprężyna.

### **Streszczenie**

Przedstawiono sposób posadowienia nicielnic w rezonansowym mechanizmie tworzącym przesmyk i analizę możliwości doboru elementów zawieszenia. Mając jako cel technologicznie korzystniejsze warunki pracy nowego układu, poszukiwano optymalnych rozwiązań materialnych i geometrii kształtu tych elementów.

### **Wprowadzenie**

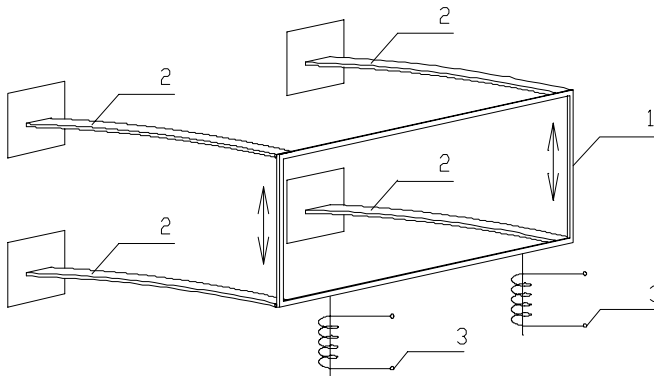
Jednoprzęsmykowe krosno tkackie w obecnym stadium rozwoju jest szybko pracującą maszyną (do 30 Hz), której dalszy wzrost prędkości pracy jest ograniczany dotychczasowymi rozwiązaniami głównie mechanizmu nicielnicowego i mechanizmu bidłowego. Oba mechanizmy są wewnątrz maszyny mechanicznie sprzężone – i tym samym mechanicznie zsynchronizowane – ze sobą i z innymi jej mechanizmami. W tych warunkach siły dynamiczne występujące między nimi, przesunięte w fazie cyklicznego ruchu poszczególnych mechanizmów, wywołują drgania elementów łańcucha kinematycznego sprzęgającego mechanizmy. Siły te są przyczyną rozregulowań, szybkiego zużycia i uszkodzeń, a przy łatwo powstających w tych warunkach luzach w węzłach łańcucha kine-

matycznego nabierają udarowego charakteru przyspieszającego niszczenie. Są też przyczyną błędów splotowych wytwarzanej tkaniny.

Rozwiązanie mechanizmu nicielnicy jako rezonansowego układu drgającego, pozbawionego ciernych par kinematycznych, któremu dostarczana jest jedynie energia potrzebna do podtrzymania drgań, może być pozbawione wymienionych wad, pozwala minimalizować energię napędzającą układ, umożliwia łatwą synchronizację elektroniczną mechanizmu z resztą maszyny w miejscie mechanicznej, pozwala na zwiększenie wydajności maszyny, ułatwia dowolne sterowanie ruchem nicielnic i wybieranie dowolnej – wskazanej procesem technologicznym. Stanowi to istotny krok w kierunku komputerowego sterowania i regulowania pracy wszystkich mechanizmów krosna i zasadniczego mechanicznego uproszczenia jego konstrukcji.

Autorem koncepcji krosna wyposażonego w mechanizmy pracujące z częstotliwościami rezonansowymi jest doc. dr inż. Zbigniew Wrocławski. Autorzy dziękują Mu za inspirację i współpracę, dzięki której mogły powstać niniejsze przemyślenia.

Proponuje się konstrukcję prostowodową (rys. 1), z czterospężynowym zawieszeniem nicielnicy 1, umożliwiającą jej pionowy ruch drgający posuwisto-zwrotny. Ruch ten będzie technologicznie przydatny, jeśli spełnione będą wymogi częstotliwości rezonansowej i amplitudy, narzucane przez warunki pracy współczesnego krosna. Stąd wstępnie do poniższych rozważań zakłada się częstotliwość drgań 40 Hz, przy amplitudzie nicielnicy 50 mm. Drgania wywoływane i utrzymywane są przez elektromagnetyczne siłowniki 3. Sprężyny płaskie 2 obciążone na swych końcach skupioną masą nicielnicy muszą być tak dobrane, by podołały te dwa parametry urzeczywistnić. Cechami sprężyny, które można w tym celu kształtować, są: jej geometria (długość, szerokość i grubość oraz jej kształt) i materiał (determinujący sztywność i wytrzymałość).

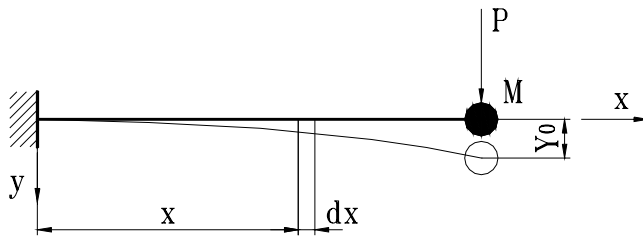


Rys. 1. Schemat ideowy zawieszenia nicielnicy krosna i jej napędu: 1 – rama nicielnicy, 2 – sprężyny płaskie, 3 – siłowniki elektromagnetycznego napędu

Podstawowe pytanie kwestii zawieszenia nicielnicy brzmi: czy można znaleźć materiał i geometrię sprężyn, które umożliwią uzyskanie technologicznie pożądaných parametrów ruchu. Poniżej prezentuje się rozważania, dotyczące doboru płaskich sprężyn nicielnicy do przedstawionego układu. Zakłada się pracę układu z częstotliwością rezonansową, z czego wynika potrzeba doboru sprężyn pod kątem uzyskania zadanej częstotliwości własnej. Trwałość układu określona jest wytrzymałością zmęczeniową sprężyn (nicielnica krosna pracującego z częstotliwością 30 Hz wykonuje 54 000 cykli/h, w czasie 10 lat pracy: 3,9 mld cykli) uzyskiwaną również doбором kształtu i materiału.

### 1. Analiza obciążenia zawieszenia

Ponieważ w zawieszeniu nicielnicy przewiduje się cztery jednakowe sprężyny, analizę wytrzymałościową układu sprowadzono do jednego elementu przypisując mu czwartą część obciążeń układu. Naprężenia w sprężynie analizowano używając modelu belki obciążonej siłą skupioną:



Rys. 2. Model obciążenia belki sprężystej

Znane jest równanie krzywej ugięcia:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{EJ} \quad (1)$$

gdzie:  $E$  – moduł sprężystości materiału belki,

$J$  – moment bezwładności przekroju,

$M$  – moment gnący w dowolnym przekroju poprzecznym belki.

Przewiduje się zastosowanie belki o liniowo zmniejszającej się szerokości i stałej grubości.

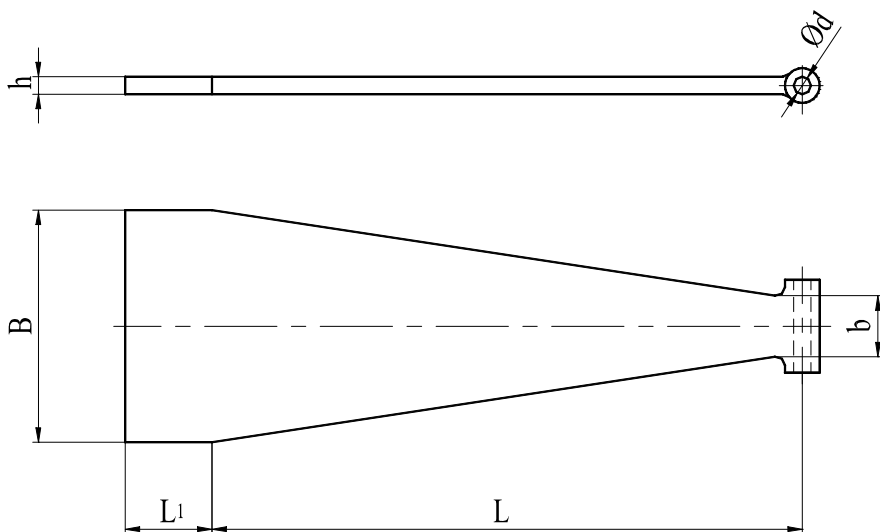
Z uwagi na technologicznie niezbędną cechę prostowodności układu czterech belek (rys. 1), szerokość każdej z nich winna być zdecydowanie większa od grubości, by duża sztywność układu w kierunku poziomym eliminowała możli-

wość jego drgań w tym kierunku, a umożliwiła je jedynie w pionowym. Biorąc pod uwagę oznaczenia przyjęte na rysunku 3, szerokość belki w dowolnym przekroju, prostopadłym do osi  $x$ , jest równa:

$$B(x) = b + (B - b) \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right) \quad (2)$$

Dalej można wyprowadzić równanie linii ugięcia (zaniedbano wpływ zmiany kształtu belki przy mocowaniu nicielnicy):

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{12P}{Eh^3} \cdot \frac{L-x}{b + (B-b) \cdot \left(1 - \frac{x}{L}\right)} \quad (3)$$



Rys. 3. Belka sprężysta (przyjęte oznaczenia:  $h$  – grubość;  $B$ ,  $b$  – szerokości końców;  $L$  – długość czynna,  $L_1$  – głębokość mocowania)

Po dwukrotnym scałkowaniu równania (2) ustalono zależność na linię ugięcia. Uwzględniono stałe całkowania zgodnie z metodą Clebscha. Przyjęto następujące warunki brzegowe:

$$\begin{aligned} \text{dla : } x=l &\rightarrow y=0, \\ \text{dla : } x=l &\rightarrow y'=0 \end{aligned} \quad (4)$$

Zależności ścisłej opisującej linię ugięcia omawianej belki nie przedstawiono z uwagi na bardzo rozbudowaną jej postać.

$$Y = f(x, B, b, h, L, E) \quad (5)$$

Przeanalizowano wytyczenie materiału belki. Wychodząc ze znanej zależności na maksymalne naprężenia gnące u nasady belki ( $x = 0$ ):

$$\sigma = \frac{P \cdot L}{W},$$

przy założonej strzałce ugięcia osiągnięto ostatecznie:

$$\sigma = \frac{Y_0 E h L}{2B} \left[ \frac{L^3 b^2}{(B-b)^3} + \frac{0,5L^3}{(B-b)} + \frac{L^3 B b \ln[(B-b)L + bL]}{(B-b)^3} - \right. \\ \left. - \frac{L^3 b^3 \ln(bL)}{(B-b)^3} - \frac{L^3 b \ln(LB)}{(B-b)^2} - \frac{L^3 B b}{(B-b)^3} \right]^{-1} \quad (6)$$

Z powyższego wynika, że maksymalne naprężenia w sprężynie zależą od parametrów geometrycznych:  $B$ ,  $b$ ,  $h$ ,  $L$ , własności materiałowych  $E$  i założonej strzałki ugięcia  $Y_0$ .

## 2. Częstotliwość drgań własnych

Potrzebną dokładność rozwiązania można osiągnąć metodą Relay'a–Ritza przez przyrównanie maksimum energii potencjalnej i kinetycznej w ruchu drgającym. W metodzie tej można przyjąć równanie drgań belki, np. według zależności:

$$y = Y \cos \omega_0 t \quad (7)$$

( $Y$  – funkcja kształtu; v-e niżej);

$$E_p = \frac{1}{2} \int_0^l E J \left( \frac{d^2 Y}{dx^2} \right)^2 dx \quad (8)$$

$$E_k = \frac{\omega_0^2}{2} \rho \int_0^l A Y^2 dx \quad (9)$$

skąd:

$$\omega_0^2 = \frac{E}{\rho} \frac{\int_0^l J \left( \frac{d^2 Y}{dx^2} \right)^2 dx}{\int_0^l A Y^2 dx} \quad (10)$$

Założono dalej statyczną linię ugięcia belki, czyli tzw. funkcję kształtu:

$$Y = Y_0 \left( 1 - \cos \frac{\pi}{4} \cdot \frac{L-x}{L} \right) \quad (11)$$

Funkcja kształtu spełnia warunki brzegowe (3) oraz jeszcze warunek:

$$\text{dla } x=0 \rightarrow Y=Y_0 \quad (12)$$

Pod warunkiem spełnienia warunków brzegowych rodzaj przyjętej linii ugięcia ma niewielki wpływ na określaną częstość własną drgań. Z uwagi na skomplikowaną postać otrzymanej linii ugięcia (5) zdecydowano użyć innej, o prostszej postaci (11).

Po podstawieniu (2) i (11) do (10) i dokonaniu rachunków otrzymano ostatecznie zależność na częstotliwość drgań własnych rozważanej belki sprężystej:

$$f = \sqrt{\frac{E \cdot h^2 \cdot \pi^4}{192 \cdot L^4} \cdot \frac{\int_0^l \left[ b + (B-b) \cdot \left( 1 - \frac{x}{L} \right) \right] \cdot \cos^2 \left( \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L-x}{L} \right) dx}{\rho \cdot \int_0^l \left[ b + (B-b) \cdot \left( 1 - \frac{x}{L} \right) \right] \cdot \cos^2 \left( \frac{\pi}{2} \cdot \frac{L-x}{L} \right) dx + M}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi} \quad (13)$$

Z powyższego wynika, że częstotliwość własna sprężyny o założonym kształcie zależy od wymiarów:  $B$ ,  $H$ ,  $b$ ,  $L$  i własności materiałowych  $E$  i  $\rho$ . Stosowny dobór tych wielkości analizuje się poniżej.

Aby osadzić sprężynę w realiach zastosowania w krośnie tkackim, przyjęto następujące wielkości: masę nicielnicy odniesioną do jednej sprężyny – 1,25 kg, częstotliwość rezonansową rzędu 40 Hz i amplitudę drgań  $Y_0 = 5$  cm.

### 3. Materiał sprężyny

Najbardziej dostępnym materiałem na belkę sprężystą jest stal. Należy się jednak liczyć, o czym poniżej, z dużymi gabarytami i masą sprężyny stalowej. Przeanalizowano wobec tego możliwość zastosowania innych materiałów.

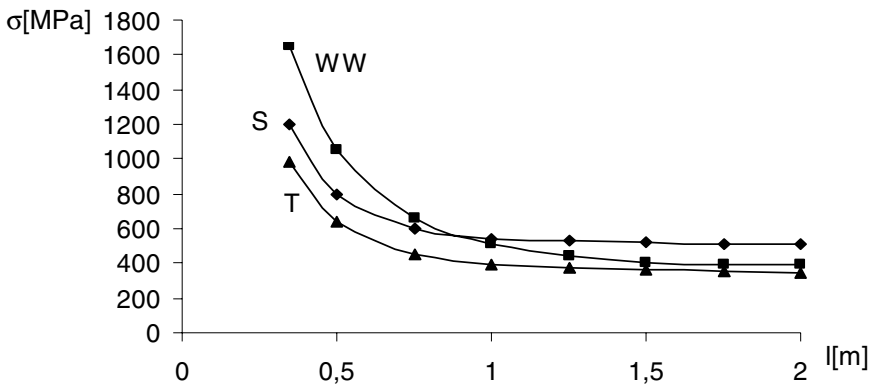
Z punktu widzenia wytrzymałościowego wymiary belki sprężystej mają zasadnicze znaczenie. Zwiększając sprężynę, przy zachowaniu stałej strzałki ugięcia zmniejszeniu ulegają naprężenia u jej nasady. Przyjęto wzorcowe gabaryty sprężyny –  $B$  i  $b$  (rys. 3), które następnie ulegały zmianom proporcjonalnie do długości  $L$ . Opierając się na zależności (6) oszacowano maksymalne naprężenia w belce przy założeniu stałego ugięcia. Grubość  $h$  belki za każdym razem tak dobrano, aby uzyskać stałą częstotliwość rezonansową, obliczaną z zależności (13). Procedurę powtarzano dla wszystkich proponowanych materiałów.

Tabela 1. Materiały sprężyn i ich cechy

materiał	E [GPa]	$\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	Rm [MPa]	Cena za kg w USD
tytan i jego stopy	150–186	4,5	180–1320	10,2–12,7
stal sprężynowa	210	7,8	550*	0,1–0,3
włókno węglowe	400	2,0	3000	50
nanorurki węglowe	1800	2,1	200 000	200–400

\*orientacyjna wytrzymałość zmęczeniowa

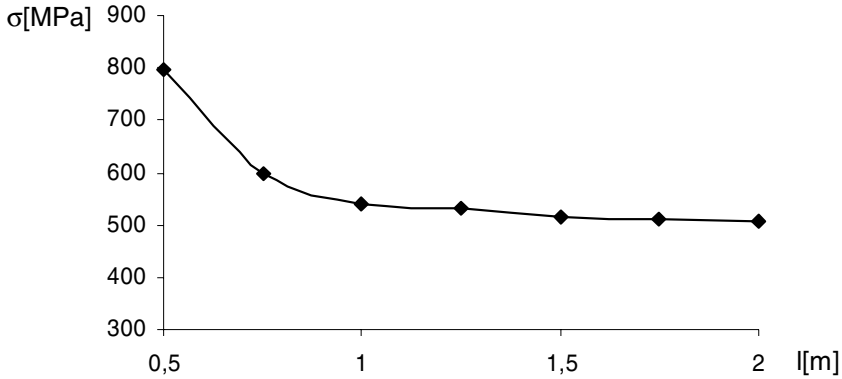
Na rys. 4 nie przedstawiono naprężeń dla sprężyn z nanorurek z uwagi na lepszą czytelność (linia nanorurek wymaga innej skali). Według dostępnych informacji naprężenia dopuszczalne w nanorurkach są większe o dwa rzędy wielkości.



Rys. 4. Wpływ wielkości sprężyny na wyężenie materiału podczas drgań; założona: częstotliwość drgań własnych 40 Hz, strzałka ugięcia 5 cm (przyjęto sprężynę wzorcową o wymiarach  $B/L = 0,4$ ;  $b/L = 0,1$ ). Oznaczenia: S – stal sprężynowa, T – stopy tytanu, WW – włókna węglowe

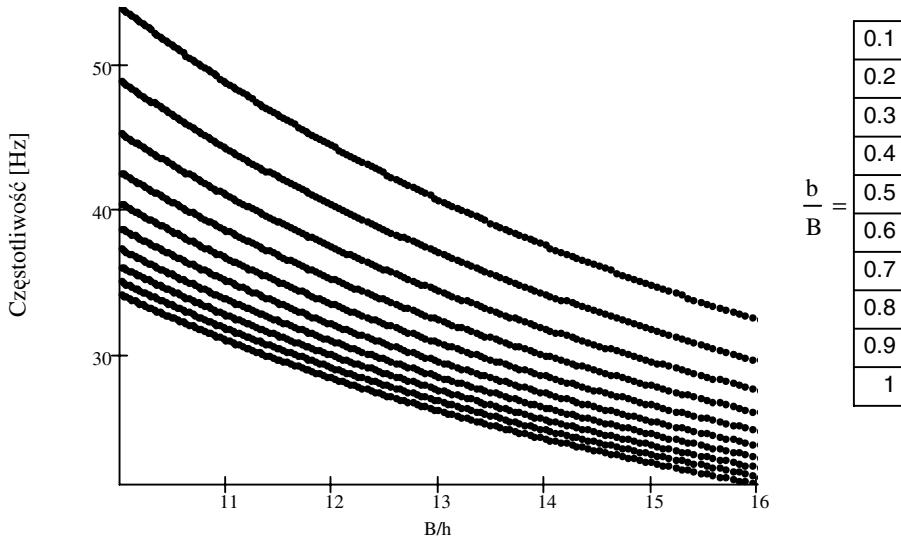
### 3.1. Sprężyna stalowa

Do wyboru stali sprężynowej, np. 45S, 65G, skłaniają kryteria dostępności i ceny. Dla lepszej czytelności wykres naprężeń maksymalnych w funkcji wymiarów sprężyn stalowych przedstawiono oddzielnie (rys. 5).



Rys. 5. Wpływ wielkości sprężyny stalowej na wyężenie materiału podczas drgań

Stąd, przy założonej orientacyjnej wytrzymałości zmęczeniowej stali 550 MPa, wynika długość sprężyny rzędu 1 m. Co, przy rozpiętości nicielnicy około 2 m, jest wielkością dużą, ale realną do zastosowania w krośnie.

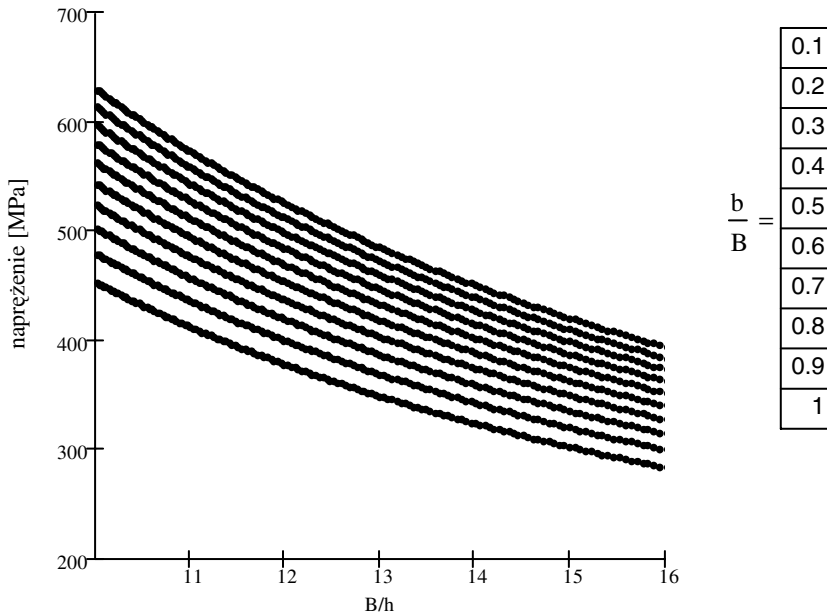


Rys. 6. Wpływ zbieżności szerokości sprężyny stalowej na częstotliwość drgań własnych w funkcji grubości sprężyny ( $B = 0,4$  m;  $L = 1$  m)



Częstotliwość drgań własnych sprężyny o założonej długości zależy przede wszystkim od jej grubości, przy czym wraz ze wzrostem grubości rosną z kolei naprężenia (rys. 7). Znaczny wzrost częstotliwości rezonansowej (ok. 40%) uzyskano zmniejszając szerokość jednego z jej końców. Jak widać na rysunku 6, wpływ ten jest większy dla większych grubości sprężyny.

Szczegółowo przeanalizowano naprężenia w sprężynie stalowej (rys. 5 jest poglądowy). Wychodząc z zależności (5) określono naprężenia u nasady belki sprężystej. Założono stałą długość belki i stałą wielkość strzałki ugięcia.

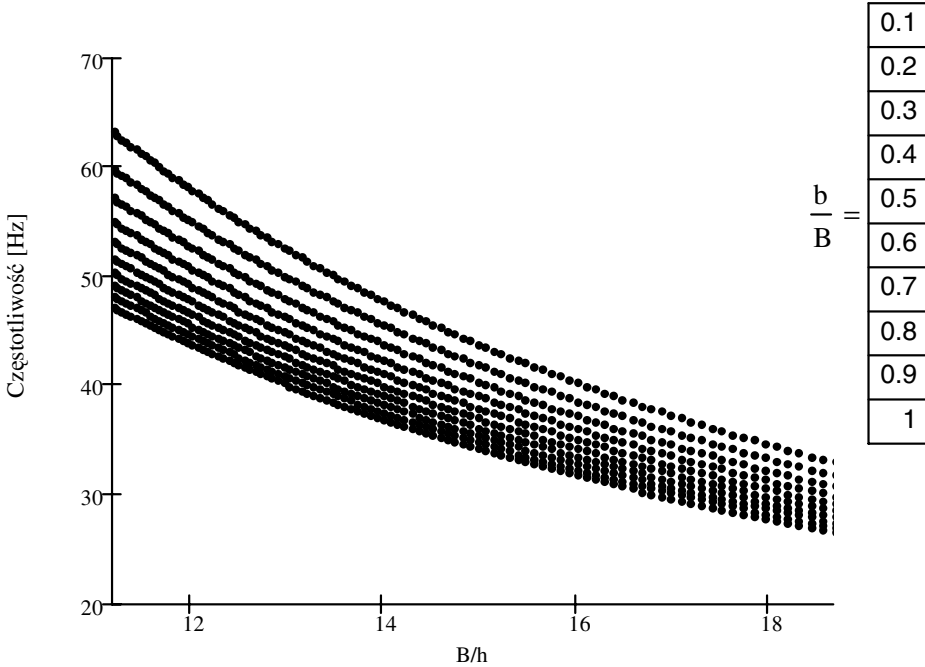


Rys. 7. Wpływ zbieżności szerokości sprężyny na naprężenia w funkcji jej grubości ( $L = 1$  m,  $Y_0 = 0,05$  m)

Na rysunku 7 widać, jak zdecydowanie naprężenia w sprężynie zależą od jej grubości. Spadek naprężeń osiągnięto zmniejszając wymiar jednego jej końca. Zwiększanie zbieżności szerokości jest w tym przypadku celowe i wskazane, tak z punktu widzenia częstotliwości, jak również wyężenia materiału belki. Na podstawie powyższych danych zaproponowano przykładowe wymiary belki sprężystej ze stali sprężynowej:  $L = 1$  m;  $B = 0,4$  m;  $b = 0,12$  m;  $h = 0,035$  m. Obliczeniowe naprężenia maksymalne ok. 520 MPa. Masa sprężyny wynosi ok. 70 kg.

### 3.2. Sprężyna ze stopów tytanu

Sprężyna wykonana ze stopów tytanu ma zdecydowanie mniejsze gabaryty niż sprężyna stalowa. Przykładowe wymiary  $L = 0,7$  m;  $B = 0,2$  m;  $b = 0,06$  m,  $h = 0,02$  m. Obliczeniowe naprężenia maksymalne ok. 500 MPa. Masa sprężyny:  $\sim 10$  kg.

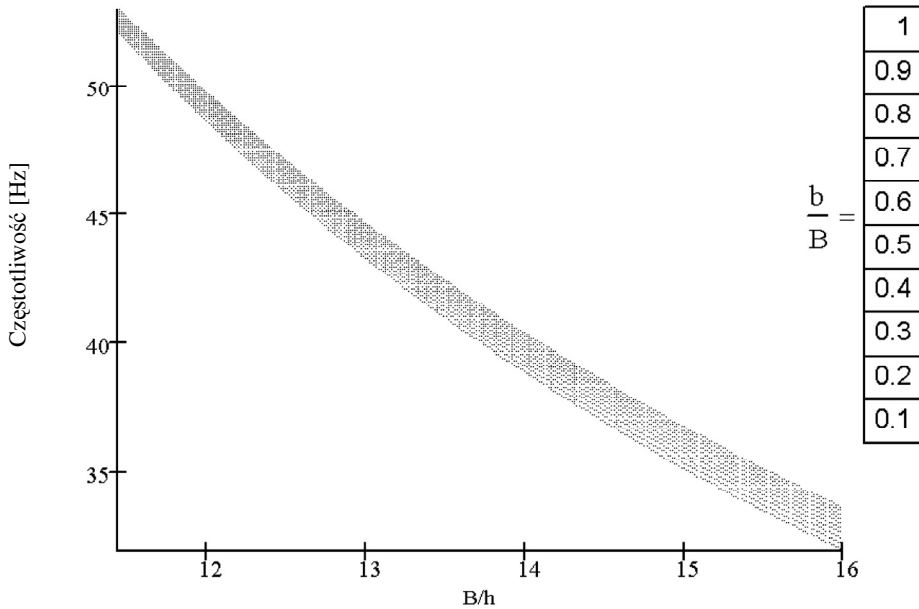


Rys. 8. Wpływ zbieżności szerokości sprężyny ze stopów tytanu na częstotliwość drgań własnych w funkcji wysokości sprężyny ( $B = 0,5$  m;  $L = 0,7$  m)

### 3.3. Sprężyna z włókien węglowych

Wśród szeregu włókien węglowych istnieją włókna grafitowe (posiadają ok. 99% zawartości węgla). Jako materiał na element sprężysty nadają się z uwagi na: trzykrotnie większe od stali naprężenia dopuszczalne, dwukrotnie większy moduł Younga, przy czterokrotnie mniejszej gęstości (tab. 1).

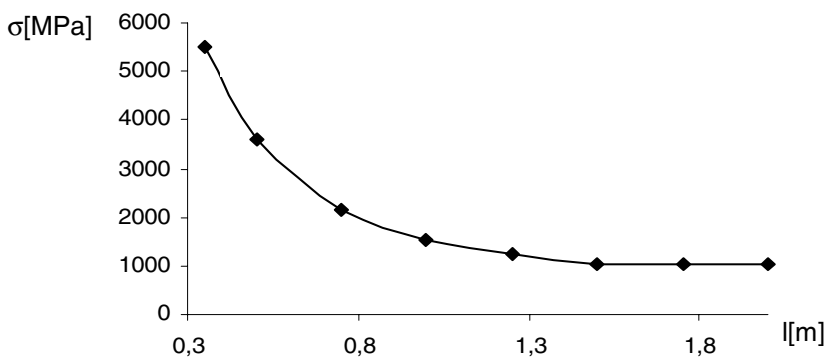
Osiągnięcie pożądanych parametrów jest możliwe przy mniejszych gabarytach sprężyny z włókna grafitowego niż w przypadku stali i stopów tytanu. Jak widać, zaznaczył się również mniejszy wpływ zbieżności szerokości sprężyny niż dla przypadku sprężyny stalowej. Dla sprężyny z włókna grafitowego wynosi ok. 5%, przy czym należy dostrzec, że zbieżność powoduje tu zmniejszenie częstotliwości drgań własnych. Zwiększająca się ostatnio dostępność tego materiału stanowi o jego prawdopodobnym zastosowaniu. Przykładowe wymiary sprężyny  $L = 0,6$  m;  $B = b = 0,16$  m;  $h = 0,0115$  m. Obliczeniowe naprężenia maksymalne ok. 1000 MPa. Masa sprężyny:  $\sim 2,3$  kg.



Rys. 9. Wpływ zbieżności szerokości sprężyny z włókien węglowych na częstotliwość drgań własnych w funkcji wysokości sprężyny ( $B = 0,3$  m;  $L = 0,5$  m)

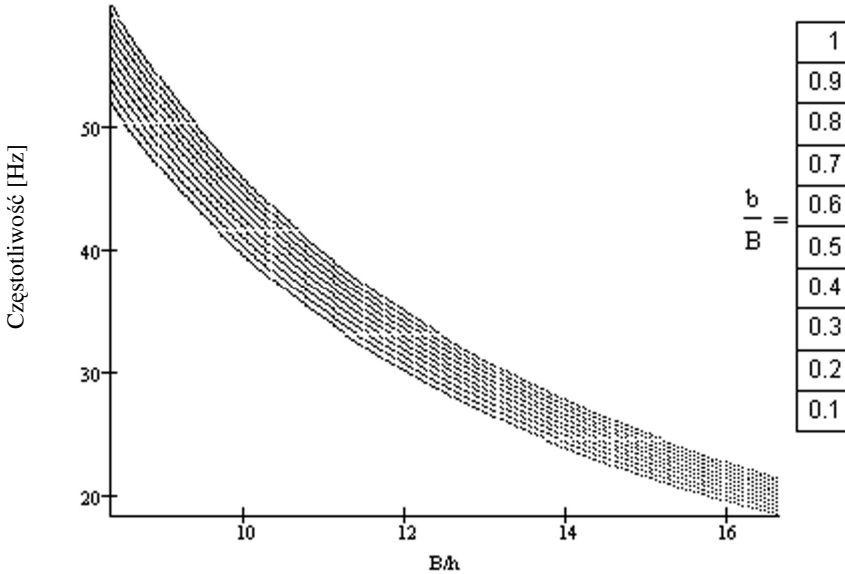
### 3.4. Sprężyna z nanorurek węglowych

Nanorurki węglowe to najwytrzymalsze włókno, jakie do tej pory wytworzono. Ich wytrzymałość na rozciąganie jest ok. stukrotnie większa niż dla stali, przy sześciokrotnie mniejszej gęstości (tab. 1). Jest doskonałym materiałem na elementy sprężyste, co odzwierciedlone jest dużym modułem Younga. Należy jednak pamiętać, że jest to materiał nowy, jeszcze w fazie testów.



Rys. 10. Wpływ wielkości sprężyny z nanorurek węglowych na wyężenie materiału podczas drgań

Jak widać, z nanorurek można wykonać bardzo małą sprężynę. Przykładowe wymiary sprężyny  $L = 0,3$  m;  $B = 0,05$  m;  $b = 0,025$  m;  $h = 0,005$  m. Obliczeniowe naprężenia maksymalne ok. 7500 MPa. Masa sprężyny: 0,13 kg.



Rys. 11. Wpływ zbieżności szerokości sprężyny z nanorurek węglowych na częstotliwość drgań własnych w funkcji wysokości sprężyny ( $B = 0,05$ m;  $l = 0,3$ m)

Osiągnąć pożądaną częstotliwość drgań własnych sprężyny jest w tym przypadku łatwo. Małe jej gabaryty i duże wartości naprężeń dopuszczalnych ułatwiają osadzenie w krośnie i projektowanie. Podobnie jak w przypadku sprężyny z łókna węglowego zbieżność szerokości zmniejsza częstotliwość drgań własnych.

#### 4. Wnioski

1. Wykazano, że proponowany nowy sposób zawieszenia nicielnicy w krośnie, korzystny eksploatacyjnie, umożliwiający pracę nicielnicy z częstością rezonansową układu zawieszenia, jest możliwy do urzeczywistnienia przy zastosowaniu elementów sprężystych obliczonych w podany sposób. Urealnia to postulat użycia rezonansowego mechanizmu nicielnicy.
2. Przeprowadzona analiza materiałowa i geometryczna sprężyn wskazuje szereg rozwiązań spełniających założenia technologiczne. Dalszy dobór powinien być dyktowany kryteriami kosztów i dostępności.
3. Z uwagi na ich korzystne cechy, najbardziej prawdopodobne wydaje się zastosowanie w rezonansowym mechanizmie nicielnicy sprężyn z włókien węglowych lub stopów tytanu.

## Bibliografia

1. Bardadin J., Wrocławski Z.: Badania drgającego układu osnowa–nicielnice w zastosowaniu do krosna wieloprzesmykowego. *Przegląd Włókienniczy* 1970, nr 8/9, s. 400–401.
2. Wrocławski Z., Solecki M.: Mechanizm tworzenia przesmyku dla krosna wysokowydajnego, praca dypl. Instytut Konstrukcji Maszyn PŁ, Łódź, 1988.
3. Wrocławski Z., Cybart J. K., Solecki M.: Nicielnica, patent nr 151810.
4. Słodowy J., Markowski M., Świątek J., Wrocławski Z.: Mechanizm nicielnicy krosna tkackiego, patent nr 186293.
5. Wrocławski Z, Markowski M., Słodowy J.: A new idea of dobby as a vibration mechanism, IV Konferencja DYNAMICAL SYSTEMS –THEORY AND APPLICATIONS, Łódź, 8–9 December 1997.
6. Wrocławski Z., Markowski M., Słodowy J.: Możliwości techniczne rozwoju krosna. II Konferencja Naukowa Wydziału Włókienniczego, Łódź, 5–6.03.1999.
7. Słodowy J.: Possibility of adjusting the optimum tensile properties of yarns to processing conditions thereof. II Międzynarodowa Konferencja NOVELTIES IN WEAVING RESEARCH AND TECHNOLOGY, Liberec 16–18.09.1998, w ramach projektu INCO-COPERNICUS ERBIC 15 CT 96 – 0711 „Network for Studying Warp Related Weaving Problems”.
8. Słodowy J., Wrocławski Z.: Kinematic and Dynamic Phenomena of the Resonance Dobby, 3<sup>rd</sup> International Conference NOVELTIES IN WEAVING RESEARCH AND TECHNOLOGY, Maribor 23–24.09.1999; w ramach projektu INCO-COPERNICUS ERBIC 15 CT 96 – 0711 „Network for Studying Warp Related Weaving Problems”.
9. Kuchar M.: Wykorzystanie rezonansu w mechanizmie tworzącym przesmyk do poprawy jego kinetyki, praca doktorska. Politechnika Łódzka, 2001.
10. Wrocławski Z., Słodowy J.: Badania nad wykorzystaniem rezonansu do napędu mechanizmu w celu poprawy jego warunków eksploatacji. *Problemy Eksploatacji* nr 3/2001, s. 331–338.
11. Wrocławski Z., Słodowy J.: Resonanz-Schaftmaschine, konferencja: 8. Chemnitzer Textilmaschinen – Tagung, Chemnitz 2001.
12. Kuchar M., Słodowy J.: Determination of the crossing resistance of warp threads in shed formation. *Fibres & Textiles in Eastern Europe*, April/June 2002, s. 39–41.
13. Kuchar M.: Modelowanie oporu mijania gałęzi przesmyku, *Tribologia* nr 4/2003.

Recenzent:  
**Janusz SZOSLAND**

## **About the suspension of the harnesses in the resonance shedding motion**

### **Summary**

In this article is presented the way of suspension of the harnesses in the resonance shedding motion. The opportunity of the devise elements selection is analyzed as well. In order to create the more comfortable technological work conditions the new materials and new shapes of the elements are looked for.